

离心式空调冷水机组粒子阻尼减振设计*

肖望强¹, 邵 堃¹, 陈 辉¹, 张治平², 董继鲁¹, 姚伍平³

(1. 厦门大学航空航天学院 厦门, 361000)

(2. 空调设备及系统运行节能国家重点实验室 珠海, 519070)

(3. 武汉第二船舶设计研究所 武汉, 430064)

摘要 针对离心式空调冷水机组的振动噪声问题,采用粒子阻尼技术进行减振降噪研究。首先,对振动特性进行分析,了解机组各结构振动情况以及振动传递路径;其次,建立有限元模型进行动力学分析,对空调机组进行模态分析,研究机组的振动敏感点,获得粒子阻尼器的最佳安装位置;然后,基于离散元法,设计冷水机组粒子阻尼器,比较最优粒子材质、粒径以及阻尼器不同布置方案的耗能值,得到最佳配置方案;最后,搭建实验台对所提方案进行验证。结果表明:冷水机组在 386 Hz 下,采用阻尼器最优方案时,压缩机机脚振动减少了 4.89 dB,筏架振动减小了 9.29 dB;在 300 Hz 下,压缩机振动减少了 4.74 dB,筏架振动减少了 11.39 dB,符合预期目标。笔者将粒子阻尼技术应用到空调冷水机组的振动控制中,为空调冷水机组的减振研究提供了新方法,具有重要的工程意义和应用价值。

关键词 空调冷水机组;粒子阻尼;离散元;力链;振动控制

中图分类号 TH113;TB535

引 言

离心式冷水机组是冷源的主要形式,广泛应用于工业生产中的各个行业,在制冷方面有着重要的贡献^[1-2]。冷水机组作为空调系统的重要组成部分,其产生的振动会带来辐射噪声,严重时会影响设备安全稳定运行^[3-4]。因此,关于冷水机组振动问题的关注度越来越高。目前,常用的冷水机组减振方法主要有改变冷水机组整机底座结构形式、抑制振源强度以削减振动,或者在振源底部加装弹簧、橡胶、隔振器等隔振材料^[5-8]。然而,以上方式均存在相应不足。例如,弹簧、橡胶等存在工作温度范围窄、热传导通路堵塞等问题,且隔热设计困难,同时易老化、不耐油,需要定期检查更换。隔振器则存在设计参数难以调节的问题,容易导致结构不稳定,影响冷水机组体积参数。

粒子阻尼技术是一种将粒子材料填充到机构的内部或附加腔体中以进行振动衰减的被动技术。当机构振动时,粒子之间以及粒子与机械部件之间的摩擦和碰撞消耗了机构的振动能量,从而达到减振的目的^[9-10]。该技术具有减振效果好、耐高温、环境适应性好、附加质量要求小和对机构形式改动小等

优点^[11-14],适用于冷水机组类型的狭小空间。鉴于粒子阻尼器的这些优势,其在机械工程、航空航天、电机电器等领域得到了广泛应用。

笔者将粒子阻尼技术应用到离心式空调冷水机组的减振研究。首先,对机组进行振动测试,了解机组整机振动情况;其次,对机组进行模态分析,研究机组的振动敏感区域,获得粒子阻尼器的最佳安装位置;然后,对机组进行离散元建模,比较阻尼器的不同粒子材质和粒径耗能值,得到最优粒子配置方案;最后,通过实验验证阻尼器的实际减振效果。

1 离心式空调冷水机组振动分析

1.1 振动测试

对机组进行振动分析,在机组以额定工况(激励频率为 386 Hz)运行时,取机组压缩机至筏架共 24 处测点布置加速度传感器,方向为垂向。图 1 为冷水机组测点位置示意图,表 1 为冷水机组频谱总有效值。

综合分析数据可知,图 1(a)中,测点 1#1 的响应比测点 1#2 的响应大,即压缩机左半部分连接管道

* 国家自然科学基金资助项目(51875490);空调设备及系统运行节能国家重点实验室开放基金资助项目(AC-SKL2018KT01);中央高校基本科研业务费专项资金厦门大学校长基金资助项目(20720210042)

收稿日期:2022-12-04;修回日期:2023-02-14

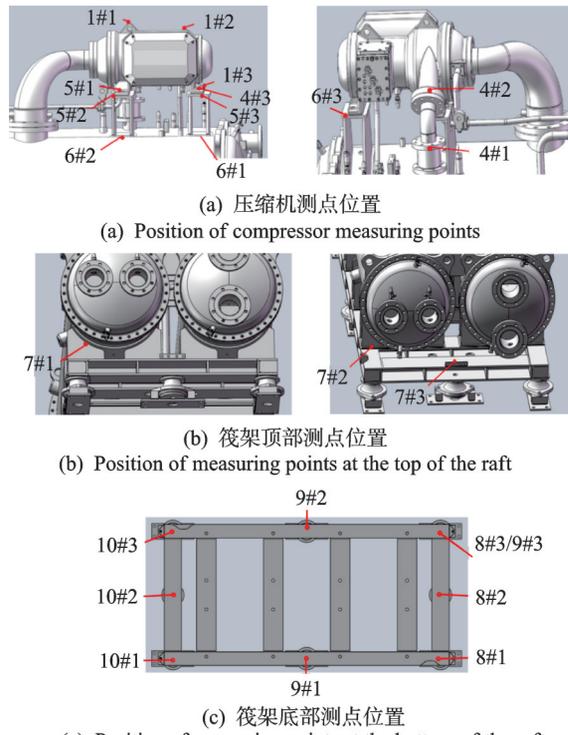


图 1 冷水机组测点位置示意图

Fig.1 Diagrams of measuring point locations of water chiller

表 1 冷水机组频谱总有效值

Tab.1 Total effective values of frequency spectrum of water chiller

测点	加速度有效值/(m·s ⁻²)	
	0~12 kHz	0~10 kHz
1#1	5.462 57	3.301 95
1#2	5.586 49	2.925 26
1#3	3.113 80	2.554 69
4#1	5.515 76	3.308 58
4#2	5.991 55	3.291 86
4#3	4.882 16	2.725 88
5#1	3.010 24	1.693 46
5#2	3.650 67	2.013 36
5#3	2.800 56	1.231 17
6#1	2.485 56	1.497 05
6#2	2.690 82	1.870 55
6#3	3.028 83	1.041 10
7#1	1.659 41	1.249 52
7#2	1.341 79	0.886 67
7#3	0.838 56	0.723 56
8#1	0.649 89	0.540 70
8#2	0.676 67	0.527 03
8#3	1.077 99	0.719 94
9#1	0.565 25	0.403 55
9#2	0.653 02	0.596 84
9#3	1.087 16	0.720 53
10#1	0.413 94	0.384 92
10#2	0.758 19	0.492 63
10#3	0.596 54	0.420 65

一侧的振动大于右半部分。压缩机机脚测点动态响应曲线如图 2 所示。测点 5#1 处动态响应较小,测点 1#3 和 4#3 处动态响应较大,其原因在于 5#1 处附近的压缩机壳体与管道连接,局部刚度得到加强,且通过管道传递一部分振动,因而 5#1 处动态响应较小。

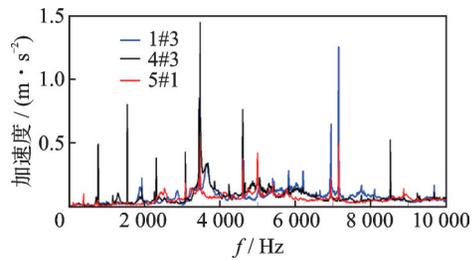


图 2 压缩机机脚测点动态响应曲线

Fig.2 Dynamic response curves of compressor foot measuring points

测点 1#1、1#2 处的动态响应较压缩机机脚更大,原因是压缩机机脚与支撑板通过螺栓固定,且激励源为压缩机内部的转子激励和流体的脉动激励,而压缩机顶部无额外辅助支撑,因而顶部振动较大。因此,可对顶部结构进行加强或者增大结构阻尼以减弱振动。

筏架动态响应曲线如图 3 所示。关于筏架的垂直振动分布总体特性方面,位于压缩机正下方的筏架底层的响应最大,远离压缩机的筏架底层响应较小。对比筏架顶层 7#3 处和筏架底部 8#2 处,筏架顶层响应比底部大。对比压缩机和管路的动态响应,整个机组中筏架的动态响应较小,整机振动从上至下呈减小趋势。

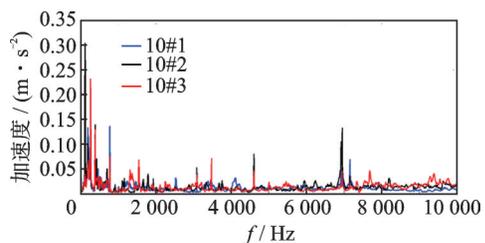


图 3 筏架动态响应曲线

Fig.3 Dynamic response curves of the raft

1.2 振动传递路径

由上述分析可知,机组的振动传递主要有 2 个路径:①压缩机→压缩机支撑架→蒸发筏器、冷凝器→蒸发器、冷凝器支撑架→筏架→隔振器→平台;②压缩机→管路→蒸发器、冷凝器→蒸发器、冷凝器支

撑架→筏架→隔振器→平台。冷水机组振动传递路径如图4所示。

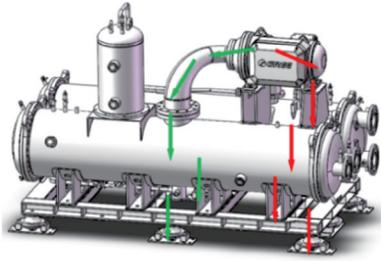


图4 冷水机组振动传递路径

Fig.4 Vibration transmission path of water chiller

2 离心式冷水机组模态

2.1 压缩机模态

为明确阻尼器的具体安装位置,对压缩机和机组筏架进行模态分析,研究压缩机和筏架的振动敏感区域。通过在振动敏感区域布置粒子阻尼器,以更好地实现减振降噪。对压缩机进行模态分析,提取压缩机结构的前6阶模态,表2为压缩机模态频率,图5为压缩机模态振型图。

表2 压缩机模态频率

Tab.2 Compressor modal frequencies

模态阶数	1	2	3	4	5	6
频率/Hz	51.4	173.8	334.4	479.2	509.5	525.3

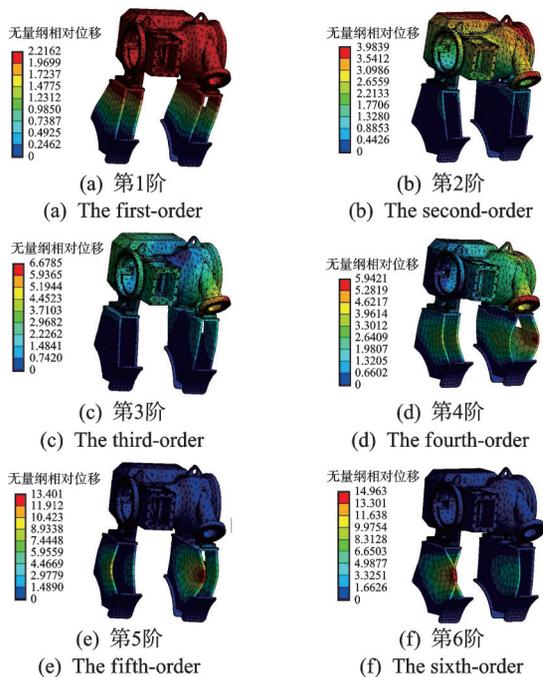


图5 压缩机模态振型图

Fig.5 Shape diagrams of compressor modal

由图可知,压缩机第1、2阶模态振型主要为压缩机上部的弯曲、变形;第3、4阶模态振型为压缩机中部和压缩机支架的弯曲、变形;第5、6阶模态振型为压缩机支架的弯曲、变形。

结合上文关于压缩机的振动分析可知,压缩机顶部左半部分1#1处(连接管道侧)的变形较大,该区域在受到激励时振动幅值较大;而右半部分1#2处的变形较小,受到激励时该处振动幅值较小。模态计算的结果和实测的振动加速度响应结果吻合。

综上,压缩机顶部左半部分、压缩机支撑板为振动敏感区域,受到激励时该处振动较大,须在该区域安装粒子阻尼器。

2.2 筏架模态分析

对筏架进行模态分析,用质量点简化、代替筏架上端的冷凝器、蒸发器,对筏架下端与隔振器连接的位置进行固定约束。计算得到前6阶的筏架模态频率如表3所示,图6为筏架模态振型图。由图可知,机组筏架的第1阶表现为左、右两边的中间部分弯曲;第2阶表现为左、右两边的边角部位弯曲,其中靠近压缩机的一侧弯曲幅度较大;第3阶表现为左、右两边的边角部位弯曲,其中远离压缩机的一侧弯曲幅度较大;第4、5阶表现为筏架左、右两边的弯曲扭转;第6阶表现为筏架一侧弯曲,一侧扭转。

表3 筏架模态频率

Tab.3 Raft modal frequencies

模态阶数	1	2	3	4	5	6
频率/Hz	136.1	196.7	199.1	241.9	262.3	323.4

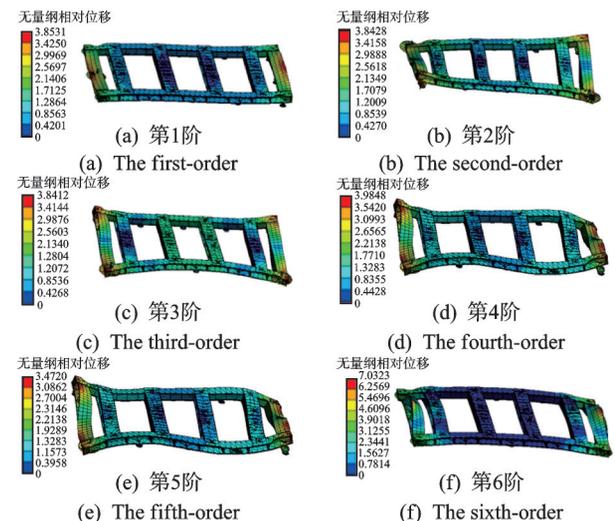


图6 筏架模态振型图

Fig.6 Shape diagrams of raft modal

3 冷水机组粒子阻尼器耗能分析

3.1 离散元模型建立

离散元耗能计算主要分为粒子力链的断裂和重组,采用Hertz-Mindlin软球模型计算粒子力链在断裂重组时法向和切向的接触。当两个粒子接触时,两者之间的相对运动分解为法向运动和切向运动。其中,法向运动可简化为弹簧阻尼元件,切向运动可简化为弹簧阻尼和滑动摩擦的合力。图7为冷水机组阻尼粒子离散元模型。图中: k_{n_1} 为粒子*i*与粒子*j*在接触模型中的法向弹性系数; k_{n_2} 为粒子与阻尼器壁的法向弹性系数; k_{s_1} 为粒子*i*和粒子*j*接触模型中的切向弹性系数; k_{s_2} 为粒子与阻尼器壁的切向弹性系数; c_{n_1} 为粒子*i*和粒子*j*接触模型中的法向阻尼系数; c_{n_2} 为粒子与阻尼器壁的法向阻尼系数; c_{s_1} 为粒子*i*和粒子*j*接触模型中的切向阻尼系数; c_{s_2} 为粒子与阻尼器壁的切向阻尼系数。

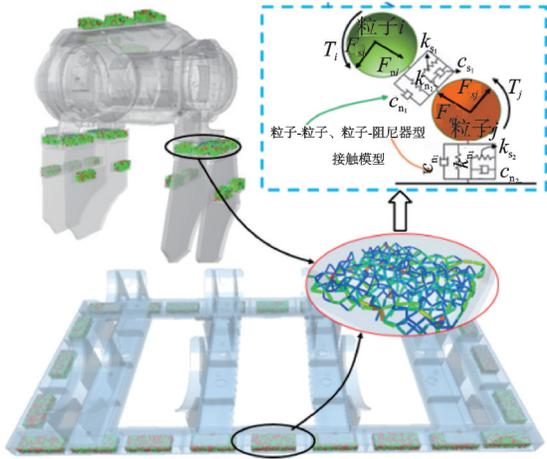


图7 冷水机组阻尼粒子离散元模型

Fig.7 Discrete element model of damping particles for water chillers

粒子与单元之间的法向力 F_{nij} 为

$$F_{nij} = \begin{cases} k_{n_1} \delta_{n_1} + 2\zeta_1 \sqrt{\frac{m_i m_j}{m_i + m_j}} k_{n_1} \delta_{n_1} & (\text{粒子-粒子}) \\ k_{n_2} \delta_{n_2} + 2\zeta_2 \sqrt{m_i k_{n_2}} \delta_{n_2} & (\text{粒子-阻尼器壁}) \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} \delta_{n_1} = r_i + r_j - |P_i - P_j| & (\text{粒子-粒子}) \\ \delta_{n_2} = r_i - l & (\text{粒子-阻尼器壁}) \end{cases} \quad (2)$$

其中: δ_{n_1} 、 δ_{n_2} 分别为粒子与单元间的法向重叠量(粒子*i*和粒子*j*或粒子与阻尼器壁); m_j 为接触模型中

粒子*j*的质量; ζ_1 、 ζ_2 为粒子与单元间的阻尼比; r_i 为粒子*i*的半径; r_j 为粒子*j*的半径; P_i 为粒子*i*的球心位置; P_j 为粒子*j*的球心位置; l 为粒子*i*的球心与阻尼器壁间的距离。

粒子与单元之间的切向力 F_{sij} 为

$$F_{sij} = \begin{cases} -\mu_1 F_{nij} \delta_{s_1} / |\delta_{s_1}| & (\text{粒子-粒子}) \\ -\mu_2 F_{nij} \delta_{s_2} / |\delta_{s_2}| & (\text{粒子-阻尼器壁}) \end{cases} \quad (3)$$

其中: μ_1 、 μ_2 为粒子与单元之间的阻摩擦因子(粒子-粒子、粒子-阻尼器壁); δ_{s_1} 、 δ_{s_2} 为粒子与单元之间的切向位移。

3.2 粒子阻尼器耗能原理

粒子与粒子之间通过接触力形成力链,进而形成力链网络,构成了粒子集合支撑外界载荷的力学基础。同时,在振动传递的过程中,力链随着振动的变化不停地断裂重组,导致振动传递的能量发生耗散。一部分是阻尼器内粒子与单元间由于力链断裂重组所消耗的能量 E_1 ,另一部分是由于振动过程中力链变化引起的粒子与单元间摩擦所消耗的能量 E_2 。

力链在断裂和重组过程中,粒子与集合间在 t 时刻所消耗的能量为

$$E_1 = \begin{cases} \frac{m_i m_j (1 - \chi_1^2) |L_1|^{\frac{2}{3}}}{2(m_i + m_j)} & (\text{粒子-粒子}) \\ \frac{m_i M (1 - \chi_2^2) |L_2|^{\frac{2}{3}}}{2(m_i + M)} & (\text{粒子-阻尼器壁}) \end{cases} \quad (4)$$

$$E_2 = \begin{cases} \mu_1 F_{nij} \delta_{s_1} & (\text{粒子-粒子}) \\ \mu_2 F_{nij} \delta_{s_2} & (\text{粒子-阻尼器壁}) \end{cases} \quad (5)$$

其中: χ 为粒子集合间以及粒子与阻尼器壁间力链恢复系数; L 为力链长度; m 为粒子质量; M 为阻尼器质量; μ 为摩擦因数; δ_s 为切向位移。

则离散单元粒子集合耗散的总能量 E 为

$$E = \sum_{i=1}^N E_1 + \sum_{i=1}^N E_2 \quad (6)$$

粒子集合在振动传递的过程中耗散的能量与粒子的质量、数量、恢复系数以及粒子间的相对位移等有关,而这些参数是由粒子材质、粒径、阻尼器内部粒子填充率等因素决定。基于此,笔者针对离心式空调冷水机组中采用的粒子阻尼器开展研究,研究粒子参数对机组振动传递的影响,寻找最优的粒子参数。

4 粒子阻尼器最优参数分析

4.1 粒子阻尼器设计

根据上文对机组振动分析和模态分析结果,结合压缩机的外形特点,考虑到粒子阻尼器安装后的稳定性,笔者在压缩机的上表面安装 J1 型、J2 型粒子阻尼器(尺寸分别为 $120\text{ mm} \times 60\text{ mm} \times 500\text{ mm}$ 和 $110\text{ mm} \times 60\text{ mm} \times 500\text{ mm}$),在压缩机机脚和压缩机支撑板间串联 1 个 J3 型和 J4 型阻尼器(尺寸分别为 $165\text{ mm} \times 150\text{ mm} \times 50\text{ mm}$ 和 $250\text{ mm} \times 150\text{ mm} \times 50\text{ mm}$),在筏架部分安装型号为 F1 型、F2 型、F3 型(尺寸分别为 $90\text{ mm} \times 80\text{ mm} \times 50\text{ mm}$ 、 $120\text{ mm} \times 60\text{ mm} \times 500\text{ mm}$ 和 $240\text{ mm} \times 80\text{ mm} \times 50\text{ mm}$)的粒子阻尼器,机组粒子阻尼器布置方案如图 8 所示。

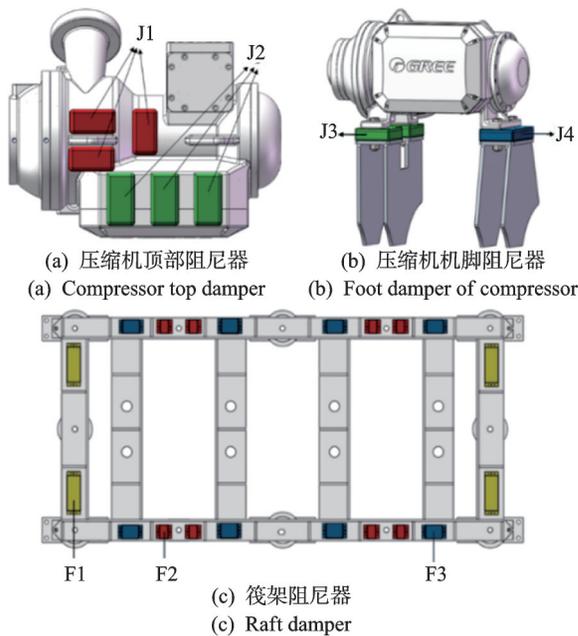


图 8 机组粒子阻尼器布置方案
Fig.8 Layout scheme of chiller particle damper

4.2 最优材质研究

以冷水机组激励频率(300 和 386 Hz)作为输入,振幅设定为冷水机组阻尼器安装位置各节点最大的位移,对粒子阻尼器不同参数耗能进行仿真分析。粒子粒径取 2 mm,阻尼器自然填充。

粒子材质是影响粒子阻尼器减振效果的一大因素,粒子密度决定着粒子在碰撞时力链的大小,恢复系数则决定着粒子碰撞后力链断裂重组的频率。笔者主要研究铝基粒子、铁基粒子和钨基粒子,图 9 为阻尼器不同材质粒子示意图。

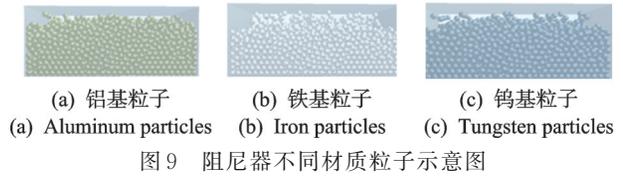


图 9 阻尼器不同材质粒子示意图
Fig.9 Diagrams of particles made of different materials of dampers

统计不同的粒子材质在机组不同转频下的力链大小,表 4 为不同转频下各粒子力链。由表 4 可知,转频越高,钨基粒子的力链越大,而铝基粒子和铁基粒子的力链越小。这说明粒子与粒子之间的力链与粒子材质的密度关系不大,而与粒子间碰撞后粒子材质的恢复系数 e 有关。 e 越大,粒子在发生碰撞后,力链断裂重组的能力越强,与其他粒子形成力链的机会越多; e 越小,粒子碰撞后力链断裂重组的能力越弱,与其他粒子形成力链的几率则越小。这说明恢复系数 e 决定着粒子力链的断裂重组能力,力链断裂重组影响粒子的耗能。

表 4 不同转频下各粒子力链

Tab.4 Force chains of different particles under different frequencies

转频/Hz	铝基粒子/N	铁基粒子/N	钨基粒子/N
300	1.168 2	2.763 7	1.030 8
386	0.907 4	2.053 1	2.156 8

图 10 为不同材质下粒子力链,在转频 300 Hz 时,钨基粒子的力链低于铝基和铁基粒子。然而,当转频升至 386 Hz 时,钨基粒子的力链增大,说明低频下钨基粒子密度过大,粒子之间的相对运动少,粒子力链间断裂与重组现象尚未出现。

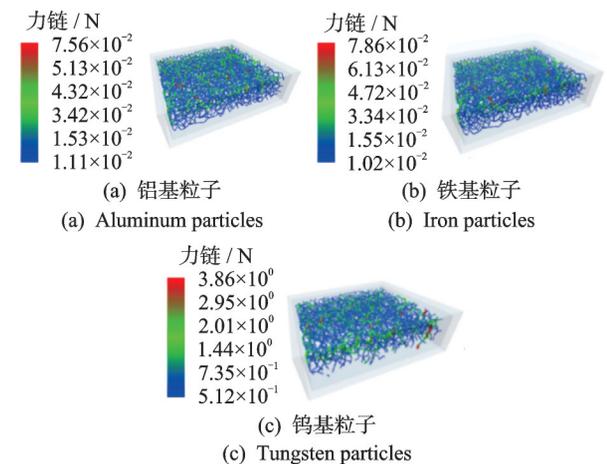


图 10 不同材质下粒子力链

Fig.10 Force chains of different material particles

图 11 为不同转频下各材质粒子耗能。分析可知,钨基粒子的耗能最大,铁基粒子次之,铝基粒子耗能最小。因此,最终选用钨基粒子作为冷水机组粒子阻尼器的最终材质。

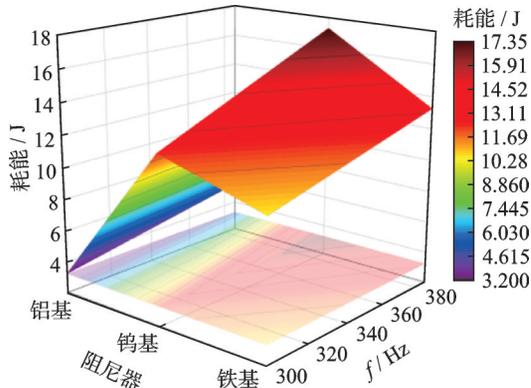


图 11 不同转频下各材质粒子耗能

Fig.11 Energy consumptions of different particles under different frequencies

4.3 最优粒径研究

粒子粒径是影响阻尼器耗能的主要因素。粒径的选择与阻尼器的几何结构以及激励条件有关,在一定的形状、填充空间以及激励条件下,粒径需要根据具体情况进行计算分析。笔者选择粒径为 1、2、3、4 和 5 mm 的粒子进行研究,粒子材质为钨基粒子,图 12 为阻尼器粒子粒径示意图。

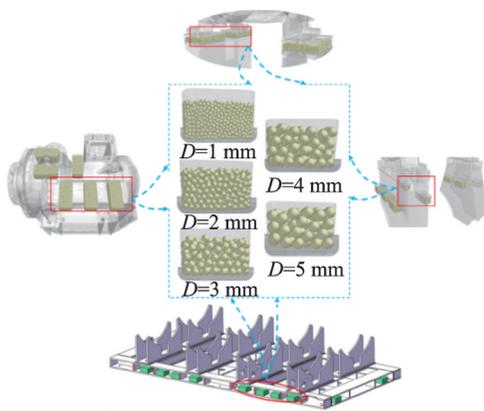


图 12 阻尼器粒子粒径示意图

Fig.12 Diagram of damper particle size

机组运行时,带动粒子阻尼器振动,阻尼器内阻尼粒子伴随着力链的不断断裂和重组,消耗振动能量形成阻尼效应,从而达到抑制机组振动的作用。图 13 为不同粒径在转频 386 Hz 下的力链,其中,不同颜色表示力链大小,蓝色表示力链较小,绿色表示力链适中,红色表示力链较大。

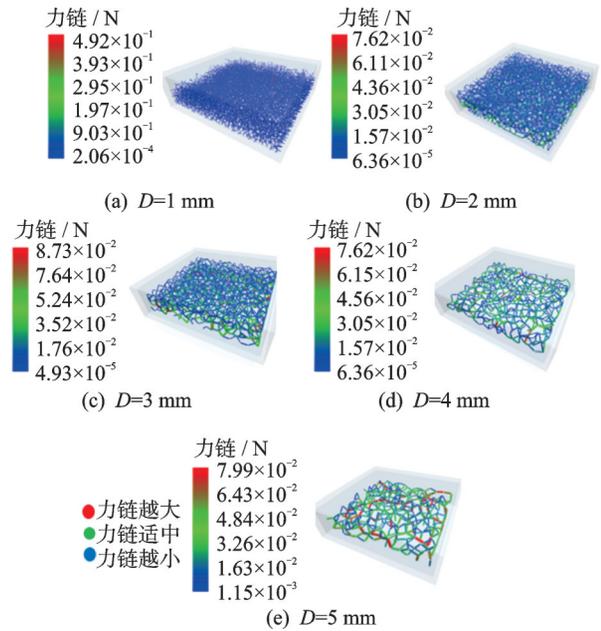


图 13 不同粒径在转频 386 Hz 下的力链

Fig.13 Force chains of different particle sizes at 386 Hz

在转频为 386 Hz 时,统计不同粒径下各阻尼器的耗能,各阻尼器在不同粒径下的耗能趋势如图 14 所示。分析可知,小粒径粒子表面积相对较小,与周围粒子形成的总力链增加,但单个小粒径的粒子与周围的粒子形成的力链总数则会减少。相反,大粒径粒子表面积相对较大,与周围粒子集合形成的总力链越少,而单个大粒径的粒子形成的力链则会增大。此外,由图 13 也表明,粒径越大,粒子运动更激烈,粒子集合中力链越大。粒子阻尼技术通过粒子力链之间不断的断裂和重组消耗着冷水机组带给阻尼器的能量,从而实现机组减振。因此,对各阻尼器粒子粒径的选择需要结合阻尼器本身进行分析。

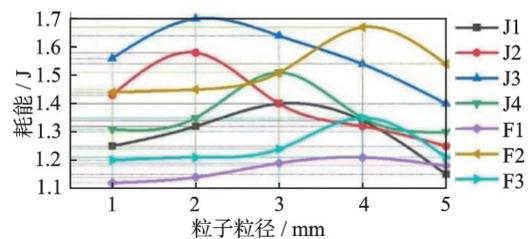


图 14 各阻尼器在不同粒径下的耗能趋势

Fig.14 Energy dissipation trends of each damper under different particle sizes

5 粒子阻尼最优配置下减振实验

为验证最优参数下粒子阻尼器的减振效果,对机组进行振动实验,图 15 为现场测试图。

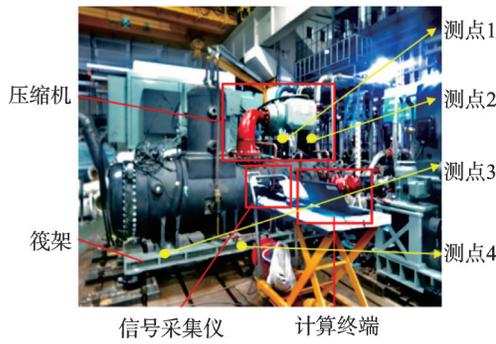
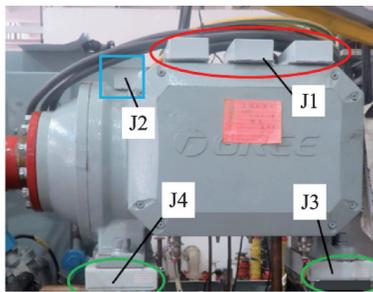


图 15 现场测试图
Fig.15 On-site test diagram

分别在压缩机机脚与机组机脚位置各取 2 个关注区域布置加速度传感器,在压缩机机脚布置测点 1 与测点 2,整机机组机脚布置测点 3 与测点 4。图 16 为阻尼器安装示意图,具体指标如下。

1) 额定工况(运行频率为 386 Hz)下,压缩机机脚处 10~10 000 Hz 频率范围内振动加速度总振级降低 4 dB 以上。整机机脚处,相同参数下总振级降低 8 dB 以上。

2) 低速工况(运行频率为 300 Hz)下,压缩机机脚处转频降低 4 dB 以上,整机机脚处转频降低 6 dB 以上。



(a) 压缩机阻尼器
(a) Compressor damper



(b) 筏架部分阻尼器
(b) Partial damper for the raft

图 16 阻尼器安装示意图

Fig.16 Diagrams of damper installation

振动加速度基准值取 $1 \times 10^{-6} \text{ m/s}^2$,记录安装阻尼器前后的振动加速度级与振动加速度有效值,多次实验后取平均值。表 5、表 6 分别为压缩机机脚、整机机脚于额定工况的振动加速度级与振动加

表 5 压缩机机脚于额定工况

Tab.5 Compressor foot under rated wording condition

项目	振动加速度级/dB		振动加速度有效值/ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	
	测点 1	测点 2	测点 1	测点 2
未加阻尼器	130.23	128.99	3.25	2.82
安装阻尼器	125.56	123.89	1.90	1.56
减幅	4.67	5.10	0.42	0.45

表 6 整机机脚于额定工况

Tab.6 Complete machine foot under rated wording condition

项目	振动加速度级/dB		振动加速度有效值/ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	
	测点 3	测点 4	测点 3	测点 4
未加阻尼器	121.19	119.04	1.15	0.90
安装阻尼器	110.91	110.74	0.35	0.34
减幅	10.28	8.30	0.80	0.56

速度有效值统计数据。表 7、表 8 分别为压缩机机脚、整机机脚于低速工况的振动加速度级与振动加速度有效值统计数据。由表可知,冷水机组在 386 Hz 的额定工况运行时,压缩机机脚测点 1 与测点 2 的平均减幅为 4.89 dB,振动加速度级平均减幅百分比为 43.5%,超过指标要求;整机机脚测点 3 与测点 4 平均减幅为 9.29 dB,振动加速度级平均减幅百分比为 65.5%,超过指标要求。机组以 300 Hz 低速工况运行时,压缩机机脚测点 1 与测点 2 的平均减幅为 4.74 dB,振动加速度级平均减幅百分比为 41.5%,超过指标要求;整机机脚测点 3 与测点 4 平

表 7 压缩机机脚于低速工况

Tab.7 Compressor foot under low speed condition

项目	振动加速度级/dB		振动加速度有效值/ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	
	测点 1	测点 2	测点 1	测点 2
未加阻尼器	121.58	120.40	1.20	1.05
安装阻尼器	117.93	114.57	0.79	0.54
减幅	3.65	5.83	0.41	0.51

表 8 整机机脚于低速工况

Tab.8 Complete machine foot under low speed condition

项目	振动加速度级/dB		振动加速度有效值/ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	
	测点 3	测点 4	测点 3	测点 4
未加阻尼器	119.13	117.09	0.90	0.72
安装阻尼器	109.05	104.39	0.28	0.17
减幅	10.08	12.70	0.62	0.55

均减幅为 11.39 dB, 振动加速度级平均减幅百分比为 72.5%, 超过指标要求。

图 17 为压缩机减振前后频谱图, 给出了测点 2 于额定工况下在安装粒子阻尼器前后 10~10 000 Hz 范围内的振动频谱对比图。在整个频段内, 该测点加速度有效值减幅百分比可达 45.5%, 减振效果显著。但在 2 000~4 000 Hz 范围内的加速度幅值稍有增加。相关方较为关注冷水机组额定工作频率、700 和 7 000 Hz 左右的振动加速度峰值, 而粒子阻尼器对于上述频率峰值降峰效果显著, 平均振动加速度有效值峰值降幅可达 50% 以上, 这说明减振效果总体上符合预期目标。

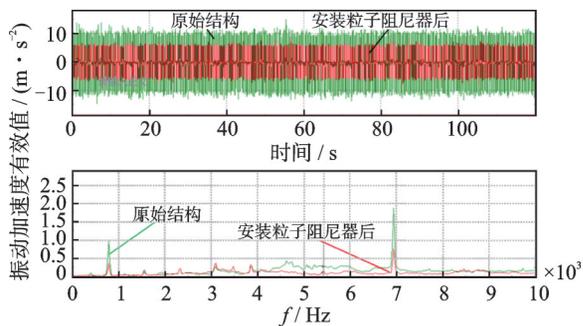


图 17 压缩机减振前后频谱图

Fig.17 Spectrum diagrams of compressor before and after vibration reduction

图 18 为整机减振前后频谱图, 给出了测点 3 在相同工况下的振动频谱对比图。该测点在整个频段内振动加速度有效值减幅百分比可达 70.3%, 减幅效果明显, 各峰值降峰效果显著, 符合预期目标。实验结果表明, 安装最优参数的粒子阻尼器后, 冷水机组各测点均满足指标和应用要求。

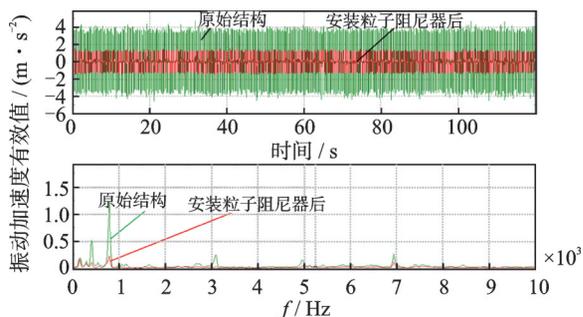


图 18 整机减振前后频谱图

Fig.18 Spectrum diagrams of the complete machine before and after vibration reduction

6 结论

1) 笔者对某离心式空调冷水机组进行了振动

分析, 明确了机组的振动情况和振动传递路径; 对压缩机和筏架进行了模态分析, 获得压缩机和筏架的振动敏感区域, 确定了粒子阻尼器的安装方案和离散元仿真条件。

2) 建立了基于粒子阻尼的冷水机组离散元模型, 针对机组转频 300 Hz 和 386 Hz 的工况, 计算分析了粒子材质、粒子粒径以及阻尼器不同布置方案对系统耗能的影响, 确定了各阻尼器的最优参数。

3) 通过实验验证了粒子在最优配置下冷水机组的实际减振效果。实验数据表明, 阻尼器在最优配置下, 机组各测点减振效果明显, 均满足指标要求。因此, 粒子阻尼器满足应用要求。

4) 笔者创新地将粒子阻尼技术应用于空调冷水机组的振动控制中, 为空调冷水机组等电机性能的改进提供了新思路。

参 考 文 献

- [1] HUANG X H, ZHANG Y Q, LI Z Q, et al. Measurement method and experimental analysis of liquid entrainment for a flooded evaporator of a water-cooled centrifugal chiller based on energy balance[J]. Applied Sciences, 2021, 11(17): 8165.
- [2] DOU H W, ZMEUREANU R. Detection and diagnosis of multiple-dependent faults (MDFDD) of water-cooled centrifugal chillers using grey-box model-based method[J]. Energies, 2022, 16(1): 210.
- [3] 陈志勇, 毛阳, 史文库, 等. 汽车空调压缩机噪声异常问题的诊断与试验[J]. 振动、测试与诊断, 2015, 35(6): 1063-1067.
CHEN Zhiyong, MAO Yang, SHI Wenku, et al. Abnormal noise diagnosis and test of air conditioning compressor in automobiles[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(6): 1063-1067. (in Chinese)
- [4] KONRAD L. Chillers get quieter, greener, and smaller: miniature compressors enable compact, low-noise integrated cooling solutions without hydrofluorocarbons [J]. Photonics Views, 2022, 19(6): 80-83.
- [5] 张永超, 刘学来, 贾叶龙, 等. 压缩式冷水机组在煤矿的应用分析[J]. 洁净与空调技术, 2021(3): 98-102.
ZHANG Yongchao, LIU Xuelai, JIA Yelong, et al. Application analysis of screw chiller in coal mine[J]. Contamination Control & Air-Conditioning Technology, 2021(3): 98-102. (in Chinese)
- [6] 刘岩, 陆振华, 张惠冰. 船用大型冷水机组测试系统高精度控制研制[J]. 制冷与空调, 2013, 27(5): 473-476, 480.

- LIU Yan, LU Zhenhua, ZHANG Huibing. Development of marine large water chillers testing system with high precision control[J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2013, 27(5): 473-476, 480.(in Chinese)
- [7] 姜国藩. 船用大型冷水机组减振结构设计[J]. 家电科技, 2015(9): 60-63.
JIANG Guofan. Large marine chiller damping structural design[J]. China Appliance Technology, 2015(9): 60-63.(in Chinese)
- [8] 张景卫, 陈华, 梁杰荣, 等. 船用水冷冷水机组的抗振设计[J]. 制冷与空调, 2014, 14(8): 42-45.
ZHANG Jingwei, CHEN Hua, LIANG Jierong, et al. Anti-vibration design of marine water-cooled chiller[J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2014, 14(8): 42-45. (in Chinese)
- [9] XIAO W Q, DUAN D P, BIAN H C, et al. Research on the vibration attenuation of heavy-duty machine tool based on non-obstructive particle damping (NOPD)[J]. Applied Mechanics and Materials, 2011, 138/139: 799-803.
- [10] 许维炳, 闫维明, 何浩祥, 等. 基于颗粒阻尼器的曲线桥减震分析与试验[J]. 振动、测试与诊断, 2019, 39(6): 1245-1252.
XU Weibing, YAN Weiming, HE Haoxiang, et al. Experimental study on vibration control of curved girder bridge based on particle damper[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(6): 1245-1252. (in Chinese)
- [11] LU Z, ZHOU M Y, REN H M. Experimental investigation on vibration control of a suspended particle-tuned liquid damper[J]. Sustainability, 2022, 14(20): 13085.
- [12] 肖望强, 陈辉, 许展豪, 等. 基于颗粒阻尼的内燃动车组动力包构架多工况减振研究[J]. 机械工程学报, 2022, 58(4): 250-257.
- XIAO Wangqiang, CHEN Hui, XU Zhanhao, et al. Study on the vibration reduction of internal combustion EMU powerpack frame under multiple loading conditions based on particle damping[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58(4): 250-257.(in Chinese)
- [13] 申智春. 颗粒阻尼在航天器减振中的应用与前景[J]. 应用力学学报, 2011, 28(6): 608-612, 673.
SHEN Zhichun. Application of particle damping in spacecraft vibration suppression[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2011, 28(6): 608-612, 673. (in Chinese)
- [14] 王金朝, 张用兵, 樊永欣, 等. 颗粒阻尼吸振器用于轨道系统减振降噪效果研究[J]. 噪声与振动控制, 2022, 42(3): 220-224.
WANG Jinzhao, ZHANG Yongbing, FAN Yongxin, et al. Research on vibration and noise reduction effect of particle damping absorbers for track systems[J]. Noise and Vibration Control, 2022, 42(3): 220-224.(in Chinese)



第一作者简介:肖望强,男,1981年4月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为机械动力学与减振降噪。曾发表《基于颗粒阻尼的内燃动车组动力包构架多工况减振研究》(《机械工程学报》2022年第58卷第4期)等论文。
E-mail:wqxiao@xmu.edu.cn

通信作者简介:张治平,男,1982年9月生,硕士、高级工程师。主要研究方向为压缩机设计与研究。
E-mail:zpzping001@126.com

欢迎订阅《振动、测试与诊断》

《振动、测试与诊断》由工业和信息化部主管,南京航空航天大学 and 全国高校机械工程测试技术研究会联合主办,是反映振动、动态测试及故障诊断学科领域的科研成果及其应用情况的技术性刊物。主要刊登国内外以振动测试与故障诊断为中心的动态测试理论、方法和手段的研究及应用方面的技术文献,包括实验测试技术、测试仪器的研制、方法和系统组成、信号分析、数据处理、参数识别与故障诊断以及有关装置的设计、使用、控制、标定和校准等,不拘泥于行业和测试项目。

本刊为EI Compendex数据库收录期刊和中文核心期刊,双月刊,每逢双月末出版,每本定价30元,全年180元。欢迎订阅和投稿,欢迎在本刊刊登各类广告和科技信息。

编辑部地址:南京市御道街29号 邮政编码:210016 电话:(025)84893332

邮发代号:28-239 E-mail:qchen@nuaa.edu.cn 网址:http://zdcn.nuaa.edu.cn